

ском. ЕРО – це наступний етап розвитку металообробки, коли на зміну „ери сили” приходить „ера тепла”. Процес РОД став стрибком, якісно новим етапом розвитку металообробки в цілому, оскільки викладені переваги процесів ЕРО стало можливим реалізувати повною мірою після появи РОД.

Список літератури: 1. Носуленко В. И. О физической природе, общем, отличиях и технологических возможностях электрических разрядов и классификации способов электроразрядной обработки металлов // Электронная обработка материалов, Кишинев, 2006, № 1. – С. 8-18. 2. Подураев В. Н. Технология физико-химических методов обработки. – М.: Машиностроение, 1985. – 264 с. ил. 3. Артамонов Б. А., Волков Ю. С., Дрожалова В. И. и др. Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов: Учеб. пособ.(в 2-х томах). Т. 2 Обработка материалов с использованием высококонцентрированных источников энергии / Под ред. Смоленцева. – М.: Высш. шк., 1983. – 208 с. ил. 4. Лившиц А. Л. и др. Электроимпульсная обработка металлов. М.: Машиностроение, 1967. 5. Сомервилл Дж. М. Электрическая дуга. Пер. с англ. “Госэнергоиздат”, 1962. 6. Финкельнбург В., Меккер Г. Электрические дуги и термическая плазма. М.: Изд-во иностр. лит., 1962. 7. Лесков Г.И. Электрическая сварочная дуга. М.: Машиностроение, 1970. 8. Золотых Б. Н. Основные вопросы теории электрической эрозии в импульсном разряде в жидкой диэлектрической среде: Автореф. дис. докт. техн. наук/МИЭМ – М., 1968. 9. Носуленко В. И. Размерная обработка металлов электрической дугой // Электронная обработка материалов, 2005, № 1. – С. 8-17. 10. Золотых Б. Н. Основные вопросы теории электрической эрозии в импульсном разряде в жидкой диэлектрической среде: Автореф. дис. докт. техн. наук/МИЭМ – М., 1968. 11. Носуленко В. И. Электрическая дуга в поперечном потоке среды-диэлектрика как источник тепла для новых технологий // Электронная обработка материалов, 2005, № 2. – С. 26-33.

Поступила в редколлегию 02.09.2010

УДК 622.65

В. Г. НЕНЯ, канд. техн. наук, доцент, СумДУ, г. Сумы
С. О. ХОВАНСЬКИЙ, аспірант, СумДУ, г. Сумы

ОЦІНКА ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ, ПОВ'ЯЗАНИХ ІЗ НЕСТАЦІОНАРНОЮ РОБОТОЮ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Запропонована математична модель робочого процесу відцентрового насоса як сукупність залежностей напору насоса, потужності та моменту на приводному валу від змінної у часі подачі насоса. Виконано оцінку витрат енергії, яка пов'язана із неусталеними режимами роботи насоса на гідравлічну мережу.

Предложена математическая модель рабочего процесса центробежного насоса как совокупность зависимостей напора насоса, мощности и момента на приводном вале от изменяющейся во времени подачи насоса. Выполнена оценка затрат энергии, связанных с неустановившимися режимами работы насоса на гидравлическую сеть.

Вступ. Населення міст забезпечуються водою за допомогою трубопровідних мереж з відцентровими насосами, на привод яких витрачається значна кількість електричної енергії. В сучасних умовах ринкового господарювання раціональне та економне використання енергетичних ресурсів є незаперечною умовою. Водоспоживання у житлово-комунальному господарстві має складний характер, експериментальними дослідженнями встановлено, що у середньому щохвилини подача

двічі то збільшується, то зменшується. Пошук резервів для зменшення втрат енергії, пов'язаних з такими явищами, є задачею нагальною та актуальною.

Аналіз попередніх досліджень. Напір насоса в основному визначається його основним робочим органом – робочим колесом. Для розрахунку напору, що розвиває робоче колесо використовують основне рівняння лопатевих машин – рівняння Ейлера у найбільш зручній для методики розрахунку формі. Для його виведення, зазвичай, використовують формальний апарат теореми про зміну моменту кількості руху [1 – 5]. При цьому, більшість дослідників, або відразу як припущення, або потім як спрощення, нехтують складовими (доданками) рівнянь, що описують нестационарні процеси у робочому колесі. Лише в роботах [4 – 5] вводяться доданки, що описують нестационарні явища у потоці рідини, що перекачується, але застосовуються вони до ідеалізованих розрахункових схем, прикладів апробації запропонованих моделей не наводиться. В роботі [2], хоча й не розглядається випадок залежності параметрів від часу, розрахункова схема представлена найбільш повно – до розгляду введено не тільки момент обертовий на валу машини, але й момент на подолання дискового тертя.

В теорії робочого процесу динамічних насосів прийнято вважати подачу рідини незалежною змінною. Всі інші параметри визначаються у залежності від неї. Оскільки застосування моделей нестационарних явищ достатньо трудомістке, то в їх основу покладемо застосування осереднених значень зовнішніх параметрів та обмеженої кількості внутрішніх – основних геометричних параметрів робочого колеса.

Мета роботи: розробити математичну модель для визначення зовнішніх параметрів відцентрового насоса в умовах зміни його параметрів у часі та виконати оцінку втрат енергії, пов'язаних із реалізацією робочого процесу в таких умовах.

Момент сили від приводу на валу відцентрового насоса M_{np} витрачається на подолання моменту дискового тертя $M_{тр}$ та передачу моменту потоку рідини M_p , що призводить до підвищення її напору H_p .

$$M_{np} = M_{тр} + M_p. \quad (1)$$

На тип рідини обмеження не вводяться. При цьому, модель роботи насоса виводиться на підставі теореми про зміну моменту кількості руху для об'єму рідини, обмеженого поверхнями основного та покривного дисків і вхідними та вихідними перерізами, а також виділенням в окремі доданки конвективної та локальної складових. Момент сили, що передається рідині, визначається за формулою аналогічно [3 – 5]

$$M_p = \int_{B_2} \rho r_2 V_{2u} V_{2m} dB - \int_{B_1} \rho r_1 V_{1u} V_{1m} dB + \frac{\partial}{\partial t} \int_R \rho r V_u dR.$$

Вводимо осереднення моменту швидкості на вході і виході РК по об'ємній витраті рідини Q :

$$\langle V_u r \rangle = \frac{\int_B V_u r V_m dB}{\int_B V_m dB} = \frac{\int_B V_u r V_m dB}{Q}.$$

Тоді рівняння (1) набуває вигляду

$$M_{np} = M_{mp} + \rho \cdot Q [\langle V_u \cdot r \rangle_2 - \langle V_u \cdot r \rangle_1] + \frac{\partial}{\partial t} \int_R \rho r V_u dR.$$

Для напору, що його отримує рідина від робочого колеса, (враховуючи $N = \rho g Q H = M \omega$) формула набуває вигляду

$$H_p = \frac{\omega}{g} (\langle V_u r \rangle_2 - \langle V_u r \rangle_1) + \frac{\omega}{g \rho Q} \frac{\partial}{\partial t} \int_R \rho r V_u dR, \quad (2)$$

де Q – об’ємна витрата рідини в м³/с; ρ – густина рідини в кг/м³; ω – кутова швидкість обертання ротора насоса, с⁻¹; V – абсолютна швидкість потоку, м/с, 1,2-номери вхідної та вихідної границь розглянутої області R , яка обмежена поверхнями B проточної частини (ПЧ) робочого колеса (РК), поточна точка якої r ; $g=9,82$ м²/с.

Напір, що його витрачає робоче колесо на здійснення робочого процесу, визначається за формулою [4]

$$H_{pk} = H_{pkt} - \Delta h_{pk} + \frac{\omega}{g \rho Q} \frac{\partial}{\partial t} \int_R \rho r V_u dR - \frac{1}{g \rho Q} \frac{\partial}{\partial t} \int_R \rho \frac{V^2}{2} dR, \quad (3)$$

де H_{pkt} – теоретичний напір РК, Δh_{pk} – втрати напору у РК.

Саме останній доданок, як показує аналіз формул (2) та (3) і визначає додаткову питому енергію, що витрачається робочим колесом на подолання інерції рідини. Перші два доданки формули (3) визначають фактичний напір робочого колеса. У порівнянні з [4] у формулі (3) виконано перехід до об’ємної витрати рідини та напору.

Для спрощеного, але обґрунтованого, визначення значень двох останніх доданків у формулі (3) необхідно прийняти припущення, що при напрямку осередненої течії рідини вздовж лопатей можна її параметри визначити за кутом напрямку лопаті, а саме

$$V^2 = V_u^2 + V_m^2; \quad V_u = u - V_m / \tan \beta_n.$$

Для напору робочого колеса маємо

$$H_{pk} = H_{pkt} + \frac{1}{g Q} \int_R \frac{V_m^2}{\sin^2 \beta_n} \frac{du}{dt} dR - \frac{1}{g Q} \int_R \frac{V_m^2}{\sin^2 \beta_n} \frac{dV_m}{dt} dR.$$

Якщо напір робочого колеса при стаціонарному режимі роботи H_{pkt} відомий із зовнішніх характеристики, то задача визначення нестационарних параметрів зводиться до оцінки впливу доданків, які виражають динамічні складові напору. Для відцентрових робочих коліс вісесиметричний кільцевий елементарний об’єм можна обчислити за формулою

$$dR = F_m dl,$$

де l – довжина середньої лінії меридіонального перерізу робочого колеса, м; F_m – площа поверхні обертання, утвореної дугою (відрізком) в меридіональному перерізі, нормальним до l , м². При цьому меридіональна (витратна) складова швидкості визначається із рівняння нерозривності (нестисливості) $V_m = Q/F_m$.

При зміні напрямку інтегрування від меридіанного до напрямку відносного потоку [6]: $dl = dS \sin \beta$, $V_m = W \sin \beta$, для динамічної (нестационарної) складової напору робочого колеса отримаємо

$$H_{\text{пк.нсм}} = \frac{1}{g} \int_l \frac{1}{\text{tg} \beta_n} \frac{du}{dt} dl - \frac{1}{g} \int_l \frac{1}{\sin^2 \beta_n} \frac{dV_m}{dt} dl.$$

При умові, що для усіх елементарних об'ємів кутова швидкість обертання та витрати однакові можемо записати

$$A \frac{d\omega}{dt} + B \frac{dQ}{dt} = H - H_{\text{пк.нсм}}, \quad (4)$$

де $A = \frac{1}{g} \int_l \frac{r}{\text{tg} \beta_n} dl$; $B = -\frac{1}{g} \int_l \frac{1}{\sin^2 \beta_n} dl$; а усі параметри – функції від часу. При цьо-

му, статична складова напору робочого колеса залежить як від витрати рідини, так і швидкості обертання. Коефіцієнти A і B можуть легко обчислюватися за наведеними формулами при проектуванні нових робочих коліс або відновленні існуючих у CAD системах. Для робочих коліс малої та середньої швидкохідності можна застосовувати наближення «радіального колеса»:

$$A = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \text{tg} \beta_n}, \quad B = -\frac{r_2 - r_1}{F_m \sin^2 \beta_n}.$$

Для моделювання течії у вхідному патрубку запишемо рівняння Бернуллі [7]

$$p_{bx} - p_1 = \rho (V_1^2 - V_{bx}^2) / 2 + g \rho \Delta h_{bx} + I_{bx} \frac{dQ}{dt}. \quad (5)$$

Відповідно для вихідного відвідного пристрою аналогічно

$$p_2 - p_{bux} = \rho (V_{bux}^2 - V_2^2) / 2 + g \rho \Delta h_{bux} + I_{bux} \frac{dQ}{dt}, \quad (6)$$

де I_{bx} , I_{bux} – моменти інерції осередненого потоку у вхідних та вихідних елементах проточної частини насоса.

Об'єднання рівнянь (4) – (6) дає баланс тисків між входом та виходом насоса

$$(p_{bux} - p_{bx}) / g \rho = (V_{bx}^2 - V_{bux}^2) / 2g + H_{iac} + (I_{bx} + I_{bux} + B) \frac{dQ}{dt} + A \frac{d\omega}{dt}. \quad (7)$$

Причому, враховано, що зменшення (статичної) усталеної складової теоретичного напору робочого колеса на величину сумарних втрат напору між входом та виходом дає напір, що відповідає зовнішній характеристиці насоса. Також прийнято, що витрата рідини в усіх елементах проточної частини насоса однакова.

За відсутністю відомостей про залежність моменту сил внутрішнього та дискового тертя від градієнту куткової швидкості приймаємо їх відповідними усталеним режимам обертання ротора. Разом із сталим моментом, переданим від ротора рідині, вони складають усталене значення моменту. Неусталені значення зумовлені силами інерції $I_p d\omega/dt$ та неусталеною складовою переданого рідині напору $M_{н.уст.}$. Ці міркування дозволяють записати для моменту на валу насоса M_n наступне

$$M_n = M_{уст} + I_p \frac{d\omega}{dt} + M_{н.уст} = M_{уст} + I_p \frac{d\omega}{dt} + C \frac{dQ}{dt} + D \frac{d\omega}{dt}, \quad (8)$$

де $C = -\rho \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \text{tg} \beta_n}$, $D = \rho F m \frac{r_2^3 - r_1^3}{3}$.

Потужність, що її споживає насос, на неусталених режимах визначаємо за залежно від параметрів обертального руху

$$N_n = \omega M_{\text{нуст}} = N_{\text{уст}} + \omega \left[M_{\text{уст}} + (I_p + D) \frac{d\omega}{dt} + C \frac{dQ}{dt} \right]. \quad (9)$$

Рівняння (7) – (9) складають математичну модель насоса при його роботі на неусталених режимах.

Для насоса 1K80–50–200 виконано оцінку додаткових витрат потужності на подолання інерційних властивостей води при її перекачуванні (на прикладі систем подачі та розподілу води м. Суми). Робоче колесо насоса діаметром $d_2 = 210$ мм обертається на номінальному режимі з частотою $n_n = 2900$ об/хв, при номінальній потужності $N_n = 18,5$ кВт. Коефіцієнти формули (9) мають значення: $C = 11, D = 0,0007$. Середня зміна подачі насоса $\Delta Q/\Delta t = 0,3$ м³/год·с спричиняє додаткові витрати потужності $\Delta N = 1,05$ кВт.

Висновки. За результатами проведеними авторами досліджень запропоновано систему диференціальних рівнянь, яка описує зовнішні характеристики відцентрового насоса на неусталених режимах його роботи, що дозволяє більш детально складати баланс енергії та визначати енергоспоживання відцентрових насосів при роботі в зазначених умовах. Виконано оцінку складових потужності насоса на неусталених режимах роботи, що становить біля 6%.

Список літератури: 1. Стрежелецкий М.Н. Работа быстроходных колес лопастных насосов в сплошном потоке и методика их расчета / Научные записки Харьковского механико-машиностроительного института. Т. VI. Труды конференции по гидромашиностроению 4 – 7 января 1939 года. – Харьков: НКММ–СССР, 1940. – С. 85 – 169. 2. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. М.: ГНТИМЛ. – 1958. – 350 с. 3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Изд. 2-е, перераб. и дополн. – М. – Л.: Машиностроение. – 1966. – 364 с. 4. Высокооборотные лопаточные насосы / Под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. – М.: Машиностроение, 1975 – 336 с. 5. Виктор Г.В. Общие основы теории. Учебн. пособие по курсу Теория лопастных гидромашин. – М.: МЭИ, 1978 – 90 с. 6. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение. – 1977. – 288 с. 7. Чугаев Р.Р. Гидравлика (техническая механика жидкости). – Изд. 4-е, доп. и перераб. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 672 с.

Поступила в редколлегию 01.09.2010

УДК 621.436:621.74

Л. С. ЗОЛОТАРЬ, ст. преп., НТУ «ХПИ», г. Харьков

О. В. АКИМОВ, докт. техн. наук, зав. каф., НТУ «ХПИ», г. Харьков

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ ЛИТОЙ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ КОМПОЗИЦИИ ЧУГУН-ТИТАНОВЫЙ СПЛАВ

Найбільш перспективним матеріалом для виготовлення поршнів двигунів з високою мірою форсування є лита чавун – титанова композиція. Запропонований спосіб отримання литої чавун – титанової композиції дає можливість змінювати в широких межах режими литва біметалічних композицій, виконувати якісний і кількісний металографічний аналіз дифузійної зони, а також визначати механічні властивості зони поєднання двох сплавів.

Наиболее перспективным материалом для изготовления поршней двигателей с высокой степенью форсирования является литая чугун – титановая композиция. Предложенный способ получения литой чугун – титановой композиции дает возможность изменять в широких пределах